

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 63-013851

(43)Date of publication of application : 21.01.1988

(51)Int.Cl.

B60T 8/24
B60T 8/58

(21)Application number : 61-158171

(71)Applicant : NIPPON DENSO CO LTD

(22)Date of filing : 04.07.1986

(72)Inventor : WAKATA HIDEO
TAKEI TOSHIHIRO
HATTORI YOSHIYUKI
UNO HARUHIKO
IMOTO YUZO

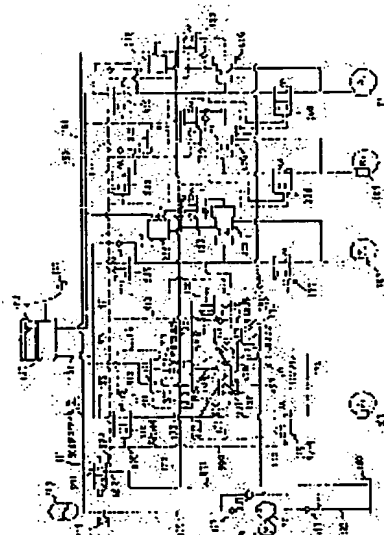
(54) BRAKE CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve the feeling of braking at the time of braking on turning a vehicle by controlling the distribution of the braking force of each braking system of the left wheels and right wheels of a vehicle in accordance with the change in condition at the time of braking on making a turn.

CONSTITUTION: When wheels tend to be locked, a switchover signal is sent from an ECU to a pressure selector valve 500. The selector valve 500 which received this signal is shifted to a second position, connecting a first port 501 to a third port 503.

Thereupon, pressure stored in an accumulator 113 is introduced out into a pilot pipe 600 and a pilot pressure pipe 610 via a pressure pipe 171, the first port 501, and the third port 503. The pressure introduced out into the pilot pipe 600 acts on a pressure cut valve 510 via a pilot pipe 620 to close the cut valve 510. The pressure introduced out into the pilot pipe 610 acts on a pressure regulating cut valve 700 to make an input pipe 173b in a connected condition. Also, a variable pressure regular 210 is shifted to a first position by a signal from the ECU.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-13851

⑤ Int.Cl.⁴B 60 T 8/24
8/58

識別記号

庁内整理番号

7626-3D
8510-3D

④ 公開 昭和63年(1988)1月21日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全11頁)

⑬ 発明の名称 車両用ブレーキ制御装置

⑭ 特 願 昭61-158171

⑮ 出 願 昭61(1986)7月4日

⑯ 発 明 者	若 田	秀 雄	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑯ 発 明 者	竹 井	敏 博	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑯ 発 明 者	服 部	義 之	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑯ 発 明 者	宇 野	春 彦	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑯ 発 明 者	井 本	雄 三	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	日本電装株式会社内
⑰ 出 願 人	日本電装株式会社			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
⑱ 代 理 人	弁理士 岡 部 隆			

明 細 書

3. 発明の詳細な説明

1. 発明の名称

車両用ブレーキ制御装置

(産業上の利用分野)

本発明は車両の複数の車輪へのブレーキ力を適正に配分制御する車両用ブレーキ制御装置に関する。

2. 特許請求の範囲

車両の複数の車輪にそれぞれのブレーキ力を加える複数のブレーキ系を有する車両用ブレーキ制御装置において、

前記車両の左車輪および右車輪のそれぞれのブレーキ系に配備し、その各車輪へのブレーキ力を別々に調圧する第1、第2の圧力調整装置と、

前記車両の旋回状態を検出する旋回検出手段と、この旋回検出手段よりの旋回信号に応じて前記左、右車輪の制動時のブレーキ力の配分を演算し、その演算値に基づいて前記第1、第2圧力調整装置による別々の調圧を制御し、内輪側のブレーキ力配分を減少させる制御手段と

を備えたことを特徴とする車両用ブレーキ制御装置。

(従来の技術)

従来の車両用液圧ブレーキ装置は、特開昭59-137245号公報などがあり、ブレーキペダルとマスタシリンダの間にブースタ装置を配置し、ブレーキペダルの踏力を倍力して、マスタシリンダに液圧を発生させ、油圧配管を介してホイールシリンダへ圧液を供給し、制動力を発生させている。さらに、前後輪の制動力配分を適正化するために、プロポーションバルブを設けて、後輪のホイールシリンダ圧を減圧制御している。

(発明が解決しようとする問題点)

この構成では、ブースト比も固定であり、プロ

ポーションングバルブも前後分配のみで特性も固定されているため、車両積載状態、車両走行状態の変化に対し、制動効果が安定しない。特に、旋回時には左右方向の荷重移動も加わり、内・外輪の荷重が大きく変化する、左右車輪の制動力のアンバランスが生じ、ブレーキフィードバックが低下してしまうという問題がある。

そこで、本発明では車両の旋回制動時の左右車輪のブレーキ力分配を適正に制御し、ブレーキフィードバックを向上させることを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

そのために本発明では、第1図の概要構成図に示すように、ブレーキ操作圧力源aよりの圧力を受けて左車輪bおよび右車輪cへのブレーキ力を加えるホイールシリンダd、eなどを有する複数のブレーキ系f、gに配備し、その左、右車輪へのブレーキ力を別々に調圧する第1、第2圧力調整装置i、jと、前記車両の旋回状態を検出する旋回検出手段kと、この旋回検出手段kよりの旋

回信号に応じて前記左、右車輪b、cの制動時のブレーキ力の分配を演算し、その演算値に基づいて前記第1、第2圧力調整装置による別々の調圧を制御し、内輪側のブレーキ力分配を減少させる制御手段mとを備える構成にしている。

〔作用〕

上記構成によれば、車両のブレーキ操作により左、右車輪b、cに対応する複数のブレーキ系f、gにブレーキ力を供給する。このブレーキ操作時に車両旋回を伴う場合に、旋回検出手段kよりその旋回信号が制御手段mに加わるため、この制御手段mが第1、第2圧力調整装置i、jに左、右車輪b、cのブレーキ力分配を変えるようにそれぞれの制御信号を加える。これにより、この第1、第2圧力調整装置i、jが内輪側のブレーキ力分配を減少させる。

〔実施例〕

以下本発明を図に示す実施例について詳細に説

明する。まず、第2図の全体構成を示すブロック図において、1は車両の各車輪の速度を検出する電磁ピックアップ等の車輪速度センサを備えた車輪センサ群、2はマスターシリンダおよび各ホイールシリンダの油圧を検出する油圧センサ群、3は車両の前後方向および左右方向の加速度を検出する加速度センサ、4はステアリングの操舵角を検出するステアリングセンサ、5はブレーキスイッチ、圧力スイッチ等のスイッチ群、6は電子制御回路(ECU)であり、車輪センサ群1、油圧センサ群2、加速度センサ3、ステアリングセンサ4、スイッチ群5よりの各種信号に基づいた演算処理を行ない、ブレーキ油圧を調整するブレーキアクチュエータ7に制御信号を加えて制御するものである。このブレーキアクチュエータ7は、圧力切換弁7aと車両の各車輪のブレーキ系に配設した可変調圧器7b、7c、7d、7eを備えている。

さらに、第3図は第2図におけるブレーキアクチュエータ7の油圧系を示す油圧システム図であ

る。

ブレーキ操作手段であるブレーキペダル101はリザーバ104に接続されたマスターシリンダ103に連結されている。このブレーキペダル101を踏み込むと、前記マスターシリンダ103はその踏込力に応じたブレーキ油圧を発生する。マスターシリンダ103は油圧を発生する部屋を2つ有しており、それぞれの部屋には第1主管151と第2主管153が連結されている。第1主管は第1枝管155と第2枝管157に分岐し、また前記第2主管153を第3枝管159と第4枝管161に分岐している。前記第1枝管155は右前輪に配されたホイールシリンダ105に連結されており、また前記第2枝管157は左前輪に配されたホイールシリンダ107に連結されている。また前記第3枝管159は右後輪に配されたホイールシリンダ109に連結されており、前記第4枝管161は左後輪に配されたホイールシリンダ111に接続されている。なお各枝管と各ホイールシリンダについては全く同様の構成となっているので、

第1枝管とホイルシリンダ105についてのみ説明する。電動モータ115は油圧ポンプ117を駆動するものである。この電動モータ115によって駆動される油圧ポンプ117は、リザーバー180に蓄えられた油を導入管122より吸上げ、導出管120に吐出するものである。この導入管122にはチェック弁123が配され、また導出管120にはチェック弁121が配されている。前記油圧ポンプ117より吐出管に吐出された油圧は、この吐出管120を通過してアキュムレータ(一定圧力源)113に蓄えられる。このアキュムレータ113は圧力管170に連結されており、アキュムレータ113に蓄えられた圧力は、圧力管170を通過して可変調圧器210に導かれる。

なお、前記油圧ポンプ117の吐出側と吸込側とを結ぶ還流管125が、前記導出管120と前記導入管122を連結するように配されている。この還流管125には安全弁127が配されており、前記油圧ポンプ117からの吐出圧が所定圧

力以上になった場合にこの安全弁127が開弁する。そして、その所定圧力以上になった圧力が、この還流管125を通過して、前記リザーバー180側に還流する。

また前記導出管120には圧力スイッチ119が配されており、前記アキュムレータ113内に蓄えられた圧力を検知している。そしてこのアキュムレータ113内の圧力が所定値以下になれば、前記電動モータ115を回転させて油圧ポンプ117を駆動させ、また前記アキュムレータ113内の圧力が所定圧力以上になった場合には、前記電動モータ115の駆動を停止するよう信号を送信するものである。

前記第1主管151より分岐した第1枝管155には、圧力カット弁510及びカット弁310が配され、ホイルシリンダ105に連通している。前記圧力管170には、圧力分岐管171が分岐しており、圧力切換弁500の第1ポート501に接続している。

この圧力切換弁500は第1ポート501と第

2ポート502、第3ポート503を有するもので、前記第2ポートと第3ポートを連通する第1位置および前記第1ポート501と第3ポート503を連通する第2位置に切り替わる電磁切替弁である。前記第2ポート502は戻し管631により、リザーバー180に連通している。前記第3ポート503はパイロット圧力管610に接続されており、このパイロット圧力管610はパイロット管600に分岐している。さらにこのパイロット管600は前記圧力カット弁510に枝管620を介して参照圧を導入しており、さらに前記カット弁310も参照圧を導入している。また、前記パイロット圧力管610は調圧カット弁700にも参照圧を導入している。

前記圧力カット弁510の上流側と下流側は逆止弁512を有する還流路511によって連通している。

枝

前記第1主管155はパイロット管175が分岐しており、前記カット弁310に参照圧を導入している。このパイロット管175より前記

枝

第1主管155の圧力が、あるいは、パイロット管600よりアキュムレータ113の圧力が前記カット弁310に導入されると、前記カット弁310は切り替わって前記第1枝管155を遮断する。

前記可変調圧器210は第1ポート211と第2ポート212と第3ポート213を有する。前記第1ポート212は前記圧力管170に連結されており、また第2ポート212は戻し管172によって前記リザーバー180に連結されている。また前記第3ポート213は入力管173を介して変調器410に連結されている。この入力管173は第1入力管173a、第2入力管173bに分岐している。前記可変調圧器210は前記第2ポート212と前記第3ポート213を連結する第1位置と前記第1ポート211と前記第3ポート213を連結する第2位置とに切り替わるものである。この可変調圧器210はいわゆるスプール型弁であり、前記第1枝管155からの分岐したパイロット管156と前記入力管173から

分岐した第2パイロット管190からの参照圧力を比較し、その圧力差によって、切り替わるものである。また、この可変調圧器210は電磁力によっても切り替わるものであり、この電磁力に応じて前記第1ポート211と第3ポート213の連通量、あるいは前記第2ポート212と第3ポート213の連通量を任意な値に制御することが可能である。

次に、変調器410の構成について説明する。この変調器410は第1シリンダ450と第2シリンダ452を有する。第1シリンダ450内には可動ピストン411と第2調圧ピストン431とが配されている。前記可動ピストン411の一端側には入力室412が形成され、他端側すなわち前記第2調圧ピストン431と対向する面には、出力室413が形成されている。前記第2調圧ピストン431の他端側には、第1調圧室434が形成されている。

前記入力室412には前記第1入力管173aが接続されており、また前記出力室413には出

前記第2シリンダ452内には、第1調圧ピストン432が配されている。この第1調圧ピストン432の一端側には、第2調圧室437が形成されている。この第2調圧室437には前記第1枝管155から分岐する分岐管630により、第1枝管155内の圧力が導入されている。また、前記第3調圧室436は戻し管633によって、リザーバ180に連通している。前記第1調圧ピストン432にはロッド432aが形成されており、前記入力室412内を通過して前記可動ピストン411に当接している。

なお、詳細な説明は省略するが、第2枝管157にはカット弁320、可変調圧器220、変調器420、圧力カット弁520、調圧カット弁720が配されている。また、第3枝管159にはカット弁330、可変調圧器230、変調器430、圧力カット弁530、調圧カット弁730が配されており、さらに第4枝管161にはカット弁340、可変調圧器240、変調器440、圧力カット弁540、調圧カット弁740がそれぞ

力管174が接続され、ホイールシリンダ105に連通されている。前記第1調圧室434には前記第2入力管173bが接続されており、この第2入力管173bには調圧カット弁700が配されている。この調圧カット弁700は通常前記第2入力管173bを遮断するものであり、前記パイロット圧力管610からのパイロット圧を受けて、この第2入力管173bを連通するように切り替わるものである。

また、この調圧カット弁700の上流側と下流側を結ぶ迂回管710が、前記第2入力173bに接続されている。そして、この迂回管710にはチェック弁711が配されており、前記可変調圧器210から前記第1調圧室434に向かう流れのみを許容している。なお、前記可動ピストン411と前記第2調圧ピストン431との間には圧力スプリング414が配されており、また前記第1調圧室434内には、前記第2調圧ピストン431を出力室413方向に付勢する第2圧力スプリング435が配されている。

れ配されている。そして、これらのカット弁、可変調圧器、変調器、圧力カット弁、調圧カット弁は前述したカット弁310、可変調圧器210、変調器410、圧力カット弁510、調圧カット弁710と全く同一の構成を有するものである。

また、本実施例はいわゆるFR車に適用した場合の例を示すものである。

次に、本実施例の作動について説明する。まず第3図を用いて、油圧系の基本作動を説明する。

まずブレーキペダル101を踏み込まないブレーキ非操作時においては、前記圧力切替弁500は第1位置にあり、前記圧力カット弁510及びカット弁310は連通位置にある。また、可変調圧器210は第3図に示すような第1位置にあり、前記変調器410の可動ピストン411の中立位置を保っている。

次に、ブレーキペダル101を踏み込んで、マスターシリンダ103にブレーキ油圧が発生すると、そのブレーキ油圧は第1主管151及び第1枝管155に向かって導出される。この第1枝管

155を流れる油圧はパイロット管156を介して可変調圧器210に導かれ、このパイロット油圧を受けて、可変調圧器210は第1位置から第2位置に切り替わる。すると、前記アキュムレータ113から圧力管170を介して、導かれた一定油圧が第1ポート211から第3ポート213へ流れ、さらに入力管173から第1出力管173aを介して、調圧器410の入力室412に流入する。すると、可動ピストン411がこの入力室412内の圧力を受けて、出力室413側に移動し、この出力室413内の容積が減少して圧力が上昇し、出力管174を介してホイールシリンダ105にその圧力が伝達される。

なお、この時、第1調圧室434は調圧カット弁700が前記第2出力管173bを遮断しており、また逆止弁711は第1調圧室435からの流出を防止しているため、この第1調圧室434内の圧力は一定に保持される。よって、前記第2調圧ピストン431はその位置を固定されたままとなる。また、前記第1枝管151内を流れる圧

力は、導管630を介して前記第2調圧室437内にも導入されており、第1調圧ピストン432はロッド432aを介して前記可動ピストン411を出力室413側に付勢している。また、前記カット弁310は前記第1枝管155を流れる圧力をパイロット管175を介して参照圧として受けており、第1枝管155内に圧力が導入されると第1カット弁310はこの第1枝管155を遮断する。

なお、前記可変調圧器210はパイロット管156からの参照圧と、第2パイロット管190からの参照圧をそれぞれ導入している。すなわち、前記第1枝管155を流れる圧力と、前記入力管173を流れる圧力との差圧を検知して切り替わるものである。このとき、可変調圧器210は前記パイロット管156からの圧力を受ける受圧面積の方が前記第2パイロット管190から受ける受圧面積よりも大きなものとなっている。ここでこの受圧面積の比を α とすると、前記パイロット管156から受ける圧力よりも前記第2パイロ

ット管190から受ける圧力の方が α 倍になった時に、前記可変調圧器210は第2位置から元の第1位置に切り替わり前記入力管173を前記戻し管172に連通させる。言い換えれば、前記第1枝管155を流れる圧力の α 倍の圧力が前記入力管173を流れることになる。

この入力管173を流れる油圧が前記第1枝管155を流れる油圧の α 倍以上になれば、前述したように前記可変調圧器210が第3図図示の第1位置に切り替わり、パイロット管175が第3ポート213、第2ポート212を介して、戻し管172に連通し、その結果入力室412内の圧力がこの入力管173、戻し管172を介してリザーバー180に戻される。よって、この入力管173に流れる圧力、すなわち前記入力室412に導入される圧力は、常に前記第1枝管155を流れる油圧の α 倍に押さえられることになる。

変調器410において、第1調圧ピストン432の第2調圧室側受圧面積と、可動ピストン411の受圧面積とは等しく設定されており、スプリ

ング414も比較的弱く設定されているため、出力室413に発生する圧力は、配管155のマスターシリンダ圧力と配管173の圧力の和にほぼ等しい。従って、ホイールシリンダ105の圧力は、マスターシリンダ103からの圧力の $(\alpha+1)$ 倍となり、倍力作用が成される。

前記可変調圧器210に通電することによって、前記 α を変化させることができる。すなわち、第3図において、可変調圧器210に右方向に力が発生するように電流を供給すると、可変調圧器は減圧傾向となり、入力管173の圧力は低く抑えられ、 α は小さくなる。一方、左方向に力が発生するように電流を供給すると、可変調圧器210は増圧傾向となり、入力管173の圧力は高められ、 α は大きくなる。

従って、可変調圧器210へ供給する電流をECU6により制御することにより、前述の圧力信号比 α が制御され、可変倍力制御が行なえる。よって、センサ群1～5の信号に基づき、前後制動力配分が適正となるようECU6は、可変調圧器

210~240を制御するが、詳細は後述する。

本システムにおいては、急制動時の車輪ロックを防ぐアンチスキッド機能、発進、加速時の駆動輪のホイールスピンを防ぐトラクション機能も備えており、以下に述べる。

まず、運転者がブレーキペダル101を急激に踏み込み、車両を急停車する場合について述べる。

各車輪に設けた車輪速度センサがその車輪がロック傾向になると判断すると、まず、ECUより前記圧力切替弁500に切替信号を送信する。この信号を受けた圧力切替弁500は第2位置に切替わり、前記第1ポート501と第3ポート503とを連通させる。すると、アキュムレータ113内に蓄えられた圧力は、圧力管170、圧力分岐管171、第1ポート501、第3ポート503を介して、パイロット圧力管610、パイロット管600にそれぞれ導出される。

パイロット管600に導出された圧力は、パイロット管620を介して圧力カット弁510に作用し、この圧力カット弁510を閉弁させる。ま

る。よって、そのロック傾向にある車輪のホイールシリンダ圧を減少させ、そのロック傾向が解消されることになる。

次に、急発進時等の車輪の空転が生じた場合には、車両のエンジントルクを減少させるとともに、駆動輪のブレーキ系に油圧ポンプ117、アキュムレータ113よりの高圧を導き、その駆動輪へのブレーキ力を上記と同様に調整し、駆動輪の空転を抑制しつつ滑らかな発進を行うことができる。

次に、ECU6による制動力配分制御について説明する。

車両旋回時には、遠心力による横方向加速度により、内輪側から外輪側へ荷重移動が起こるため、左右輪のタイヤ荷重は大きく異なる。この時に制動を行うと、さらに車体減速度により、後輪側から前輪側へ荷重移動が起こるため、各車輪の荷重は静止時に比べ、大きく異なった値となる。

従って、旋回制動時にはその旋回状態に応じて、内輪側の制動力を減らし、外輪側の制動力を増や

す。パイロット管600に導出された圧力は前記カット弁310にも作用し、このカット弁310を閉弁させる。

また、前記パイロット圧力管610に導出された圧力は前記調圧カット弁700に作用し、前記第2入力管173bを連通状態にさせる。そして、前記可変調圧器210にECUからさらに切替信号が供給され、可変調圧器210は第1位置に切替えられる。

これにより、前記可変調圧器210の第3ポート213と第2ポート212とが連通し、前記入力室412および第1調圧室434の圧力がそれぞれ第1入力管173a、第2出力管173bを介し前記戻し管172、631を介してリザーバ180に導出される。前記可動ピストン411は入力室412側に移動し、さらに第2調圧ピストン431は第1調圧室434側に受けて移動する。その結果、出力室413の容積が増大し、前記ホイールシリンダ105内の圧力が出力管174を介してこの出力室413内に戻されることにな

すことにより、車輪のロック限界を高めると同時に、制動効果を高めるものである。

ECU6による制動力配分制御の詳細を第4図のフローチャートにて説明する。

まず、ステップ1000にて4輪の各車輪速度 V_{FL} 、 V_{FR} 、 V_{RL} 、 V_{RR} （FL-左前輪、FR-右前輪、RL-左後輪、RR-右後輪）を入力し、ステップ1001にて車体前後方向加速度 \ddot{x} および左右方向加速度 \ddot{y} を入力し、ステップ1002にてマスタシリンダ油圧 P_M 、各車輪ブレーキ油圧 P_{FL} 、 P_{FR} 、 P_{RL} 、 P_{RR} を入力し、ステップ1003にて操舵角 δ を入力する。そして、ステップ1004にて、各車輪速度および車体前後加速度から車体速度 V_B を演算し、ステップ1005にて、各車輪速度およびステップ1004で求めた車体速度 V_B からスリップ率を求める。例えば左前輪では、

$S_{FL} = (V_B - V_{FL}) / V_B$ である。そして、ステップ1006にて、マスタシリンダ油圧 P_M から各車輪の目標ブレーキ油圧 P_{FL}^* 、 P_{FR}^* 、

P_{RR}^* を下記のように求める。

$$P_{FL}^* = P_{FR}^* = C_{F1} \times P_H + C_{F2} \times P_H^2 \dots (1)$$

$$P_{RL}^* = P_{RR}^* = C_{F1} \times P_H - C_{F2} \times P_H^2 \dots (2)$$

ここで、 C_{F1} 、 C_{F2} 、 C_{R1} 、 C_{R2} は、車両諸元、ブレーキ諸元から定まる数値である。

そして、ステップ1007では、左右車輪の制動力配分の補正を行う。今、車両が左旋回している場合を考えると、内輪側である左前輪および左後輪のブレーキ油圧を減じ、外輪側である右前輪および右後輪のブレーキ圧を増やす。

すなわち、

$$P'_{FL} = P_{FL}^* \times (1 - \alpha_r) \dots (3)$$

$$P'_{RL} = P_{RL}^* \times (1 - \alpha_r) \dots (4)$$

$$P'_{FR} = P_{FR}^* \times (1 + \alpha_r) \dots (5)$$

$$P'_{RR} = P_{RR}^* \times (1 + \alpha_r) \dots (6)$$

と演算する。ここで、 α_r 、 α_n は、左右の制動力移動率であり、操舵角 δ および、左右方向加速度 \ddot{y} 、車体速度 V から求める。すなわち、操舵角 δ 、左右方向加速度 \ddot{y} 、車体速度 V から現在の旋回状態を求め、左右の荷重移動率 β_r 、 β_n

を求める。そして、下記の式から左右制動力移動率 α_r 、 α_n を求める。

$$\alpha_r = \tau_r \times \beta_r \dots (7)$$

$$\alpha_n = \tau_n \times \beta_n \dots (8)$$

ここで、 τ_r 、 τ_n は荷重移動に対し、どれだけ制動力移動を行うかの比率であり、 $\tau_r = \tau_n = 0$ では左右制動力移動のない通常制動、 $\tau_r = \tau_n = 1$ では、各タイヤ荷重に応じた制動力配分による制動となる。 τ_r 、 τ_n を大きくすると、車輪ロック限界向上および制動距離短縮が計れるが、外輪側の制動力が増加することにより、旋回方向と反対方向のヨーモーメントが増加するため、アンダーステア傾向が強まる。そこで、この τ_r 、 τ_n には適性値が存在し、 τ_r 、 τ_n を車体速度 V の関数とし、低速時には旋回性を優先して τ_r 、 τ_n を小さく、高速時には安定性、安全性を優先して τ_r 、 τ_n を大きく定める。

以上より、式(7)(8)、式(3)(4)(5)(6)の演算により、左右制動力配分補正した目標ブレーキ油圧 P'_{FL} 、 P'_{FR} 、 P'_{RL} 、 P'_{RR} を求める。

そして、ステップ1008では、ステップ1005で求めたスリップ率の大小により、ステップ1007で求めた目標ブレーキ油圧を補正し、スリップ率補正目標ブレーキ油圧 P_{FL}^{**} 、 P_{RL}^{**} 、 P_{FR}^{**} を求める。すなわち、ブレーキパッド摩擦計数、車両重量の変動等により、実際の制動状態が異なるため、スリップ率が大きすぎる場合は油圧を下げる方向に、またスリップ率が小さすぎる場合は油圧を上げる方向に、4輪の制動力配分を調整する。

ただし、左右で路面の摩擦係数が異なる場合には、上記のスリップ率補正を行うと、摩擦係数の高い側の制動力が摩擦係数の低い側の制動力を上回るため、ヨーモーメントが生じ、直進安定性を損ってしまう。そこで、操舵角 δ が零付近の場合には左右のスリップ率補正を禁止する。

その後、ステップ1009で各目標ブレーキ油圧 P_i^* ($i = FL, FR, RL, RR$)をマスタシリンダ油圧 P_H と比較し、マスタ油圧 P_H より大のときステップ1010で圧力切換弁500

をOFF、その条件以外のときステップ1011で圧力切換弁500をONにし、次のステップ1012に進み、ステップ1002で入力した各車輪ブレーキ油圧とステップ1008で求めたスリップ率補正目標ブレーキ油圧の差から各車輪に設けられた可変調圧器210、220、230、240のソレノイドへの供給電流 i_{FL} 、 i_{FR} 、 i_{RL} 、 i_{RR} を求め、ステップ1013にて各ソレノイドに電流を供給し、圧力制御を行い、適正なブレーキ力配分を調整することができる。

次に、本発明による第2の実施例の要部構成を第5図に示す。本実施例は、通常の負圧ブーストを有し、電磁弁により、後輪側のみの左右制動力配分補正を行うものである。

第1の実施例と共通のものは同一番号を用い、説明は省略する。第5図において、102はブレーキペダル101の踏力を倍力して、マスタシリンダ103へ伝える負圧ブースト、800はマスタシリンダ103から前輪のホイールシリンダ105、107へブレーキ油圧を供給する第1主管、

801はマスタシリンダから後輪のホイールシリンダ109、111へブレーキ油圧を供給する第2主管であり、3ポート2位置弁803に接続している。また、802はアキュムレータ113の圧液を供給する圧力管であり、3ポート2位置弁803に接続している。3ポート2位置弁803は電磁弁であり、電流を供給しない時(OFF)には、第2主管801と導管804を連通し、通電時(ON)には、圧力管802と導管804を連通する。3ポート3位置弁805は、電流値に応じて3位置に切換わる電磁弁であり、3つのポートは導管804、後右輪のホイールシリンダ109に連通する枝管807、リザーバ104に連通する導管809と接続されており、非通電時には、導管804と枝管807のみを連通し、第1通電時には全てのポートの連通を遮断し、さらに電流を増した第2通電時には枝管807と導管809のみを連通する。3ポート3位置弁806、枝管808も前記の3ポート3位置弁805、枝管807と同様である。

すなわち $P_M > P$ の場合にはステップ1107にて後輪目標ブレーキ油圧を下式で与える。

$$P_{RL}^* = P_{RR}^* = R_0 + K \times (P_M - P_0) \quad \dots (9)$$

ここで、 $K < 1$ であり、例えば $K = 0.37$ である。本処理により、マスタシリンダ油圧 P_M が所定圧力 P_0 を超える時は後輪油圧はマスタシリンダ油圧に等しい前輪油圧より低圧となり、通常のプロポーションングバルブ機能が得られる。そして、ステップ1108へすすむ。ステップ1108では、左右の制動力配分補正を、第1の実施例の第4図フローチャートのステップ1007と同様に、後輪について行い、補正目標ブレーキ油圧 P'_{RL} 、 P'_{RR} を求める。

ステップ1109では、ステップ1102で入力した後輪ブレーキ油圧と、ステップ1108で求めた補正目標ブレーキ油圧の差に応じ、各電磁弁への通電状態を制御する。すなわち、圧力補正を行う時は、まず3ポート2位置弁803に通電し、アキュムレータ圧を3ポート3位置弁805、806へ導く。そして、各ブレーキ油圧と補

本実施例においては、3ポート2位置弁803、および3ポート3位置弁805、806を駆動して、通常のプロポーションングバルブ機能と、左右の制動力配分制御を行うものである。ECU6における制御動作を第6図のフローチャートにより説明する。まずステップ1100にて後輪の車輪速度 V_{RL} 、 V_{RR} (RL-左後輪、RR-右後輪)を入力し、ステップ1101にて車体前後加速度 \ddot{x} および左右方向加速度 \ddot{y} を入力し、ステップ1102にてマスタシリンダ油圧 P_M 、後輪のブレーキ油圧 P_{RL} 、 P_{RR} を入力し、ステップ1103にて操舵角 δ を入力する。

そして、ステップ1104にて、車輪速度および車体前後加速度から車体速度 V_0 を演算する。そして、ステップ1105にて、マスタシリンダ油圧 P_M とある所定圧力 P_0 (例えば 25 kgf/cm^2)とを比較し $P_M \leq P_0$ の場合はステップ1106にて後輪の目標ブレーキ油圧をマスタシリンダと等しくし、ステップ1108へすすむ。一方、ステップ1105にて $P_M \leq P_0$ が成立しない、

正ブレーキ油圧の大小関係により3ポート3位置弁805、806を切換える。すなわち、後右輪について述べると、

$$P_{RR} < P'_{RR} \text{ の時は } i_{RR} = 0 \quad \dots \dots 00$$

$$P_{RR} = P'_{RR} \text{ の時は } i_{RR} = i_1 \quad \dots \dots 01$$

$$P_{RR} > P'_{RR} \text{ の時は } i_{RR} = i_2 \quad \dots \dots 02$$

と電流を制御する。ここで、 i_{RR} は3ポート3位置弁805に供給する電流であり、 i_1 、 i_2 はある所定の電流($0 < i_1 < i_2$)である。上記処理により、 P_{RR} が低い時は、アキュムレータ113の圧油により増圧、 P_{RR} が高い時には、リザーバ104へ減圧され、 P_{RR} が P'_{RR} にほぼ等しい場合は圧力が保持されるため、 P_{RR} は目標油圧 P'_{RR} に制御される。ステップ1109にて、上記のように3ポート2位置弁803の電流値 i_R (ON/OFF)、3ポート3位置弁805、806の電流値 i_{RR} 、 i_{RL} を算出した後に、ステップ1110にて、各電磁弁に算出した電流値でソレノイドを駆動し、後左右輪の圧力制御を行う。

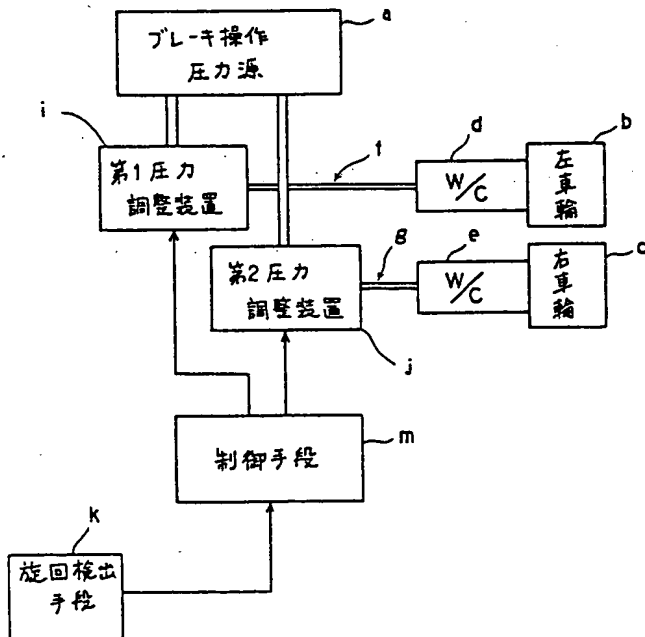
〔発明の効果〕

以上述べたように本発明では、車両の左車輪および右車輪のそれぞれのブレーキ系のブレーキ力の配分を旋回制動時の状態変化に応じて適正に制御し、内輪側のブレーキ力配分も適度に減少させることができ、車両の旋回制動のブレーキフィーリングを向上させ、滑らかな旋回時の制動を行うことができるという優れた効果がある。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の概要構成を示す構成図、第2図は本発明の一実施例を示す全体ブロック図、第3図は第2図中の油圧系を示す油圧システム図、第4図は第2図のECUの演算処理を示すフローチャート、第5図は本発明の第2実施例の要部構成を示す構成図、第6図はその電子制御の演算処理を示すフローチャートである。

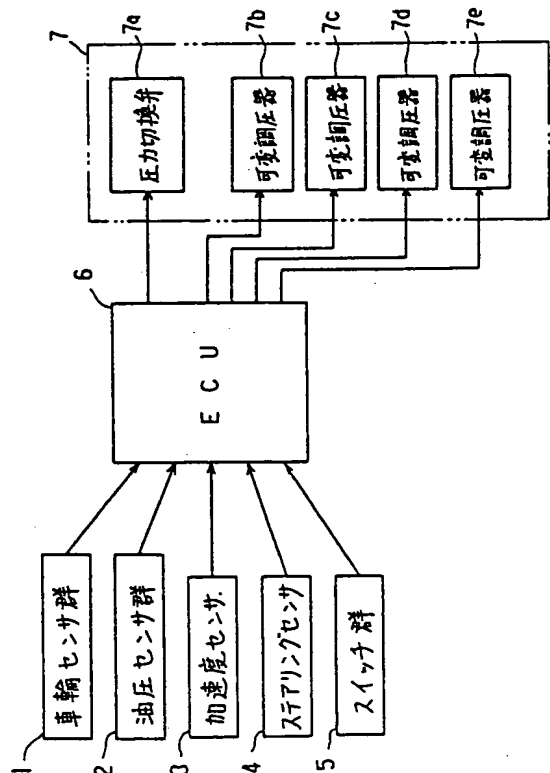
a…ブレーキ操作圧力源、b…左車輪、c…右車輪、f、g…ブレーキ系、i、j…第1、第2圧力調整装置、k…旋回検出手段、m…制御手段。



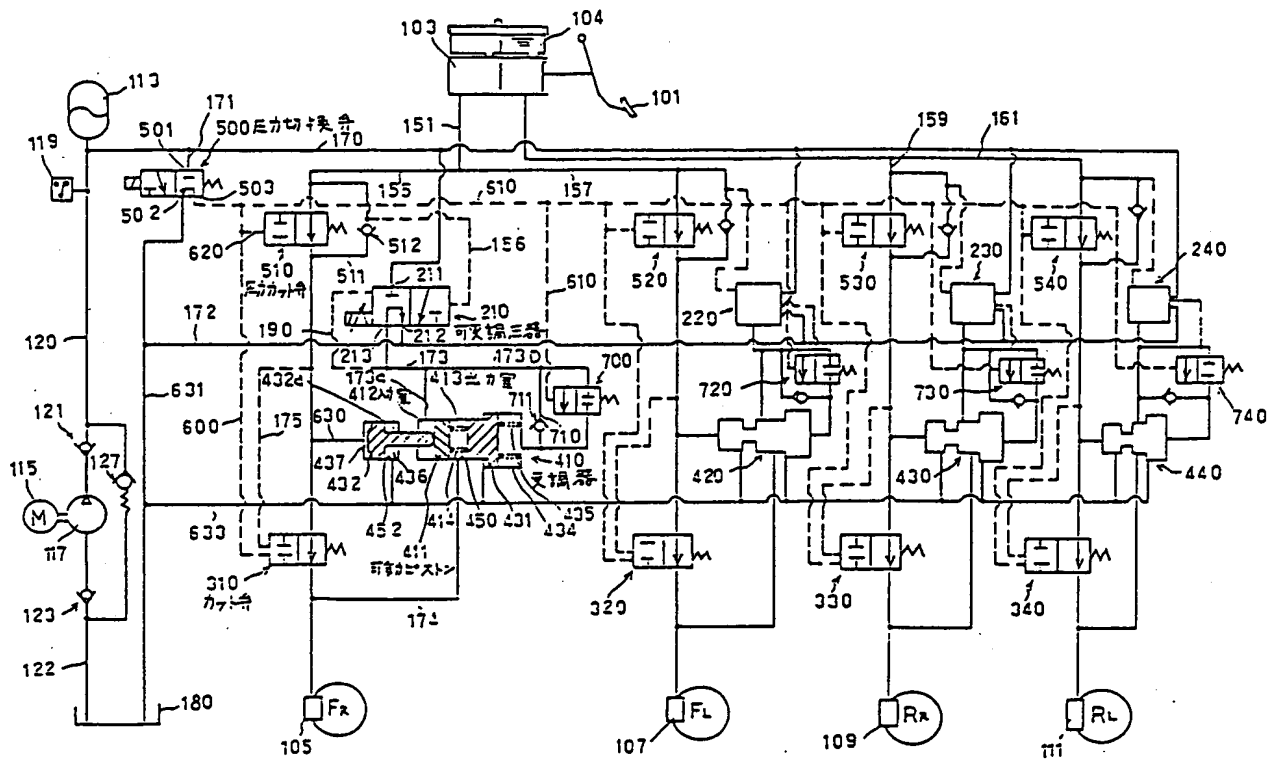
第1図

4…旋回検出手段をなすステアリングセンサ、6…ECU、7…アクチュエータ。

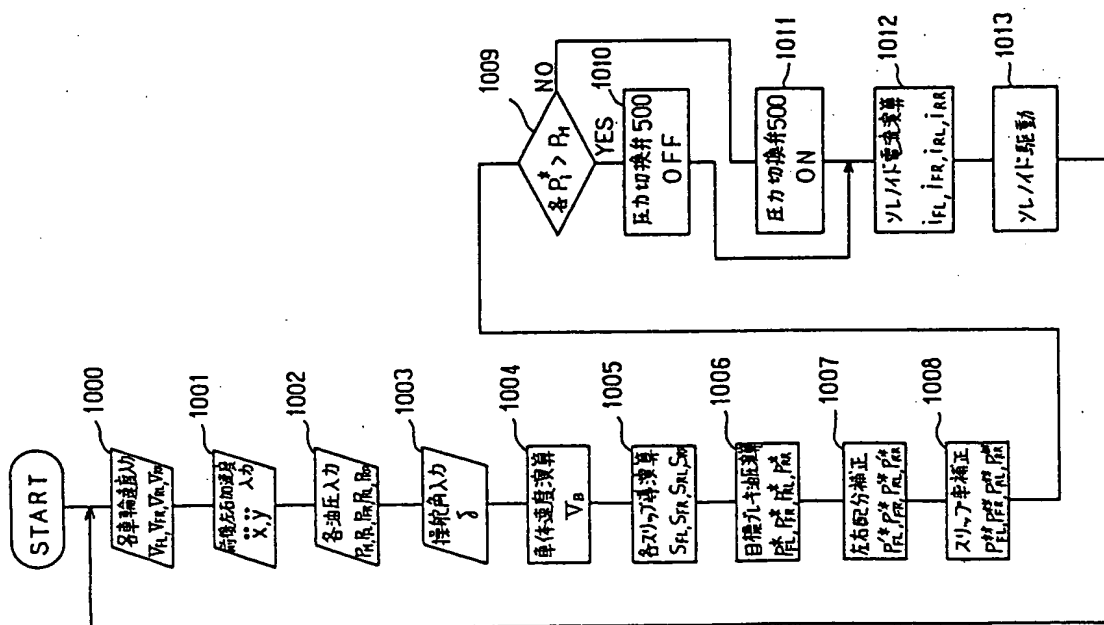
代理人弁理士 岡 部 隆



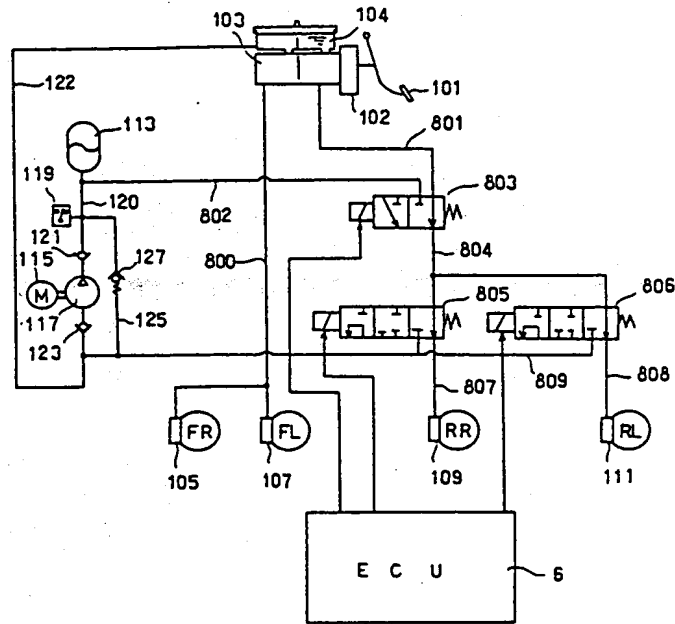
第2図



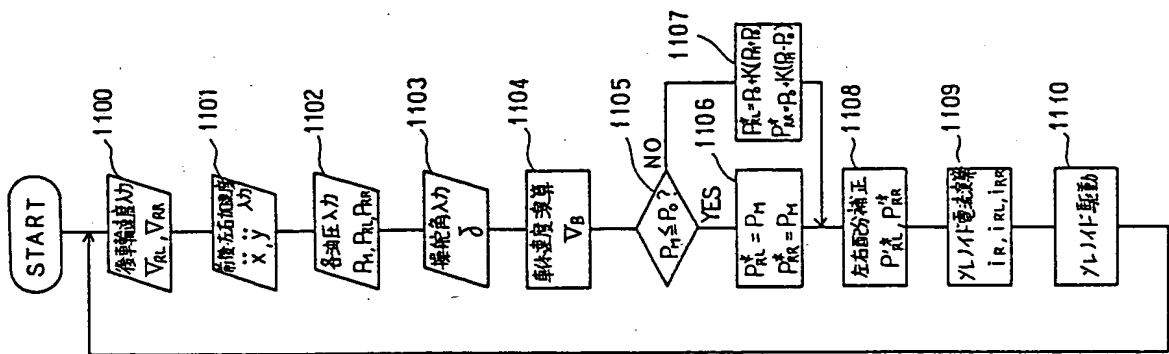
第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図